

12

## Gebrauchsmuster

U1

- (11) Rollennummer 6 92 18 217.8
- (51) Hauptklasse F02B 37/12
- (22) Anmeldetag 13.03.92
- (67) aus P 42 08 078.9
- (47) Eintragungstag 23.09.93
- (43) Bekanntmachung  
im Patentblatt 04.11.93
- (54) Bezeichnung des Gegenstandes  
Aufgeladene Brennkraftmaschine
- (71) Name und Wohnsitz des Inhabers  
J.G. Mailänder GmbH & Co, 74321  
Bietigheim-Bissingen, DE
- (74) Name und Wohnsitz des Vertreters  
Schiering, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 71032  
Böblingen

.....

23. Juli 1993  
HS/H

Anmelder: J.G. Matlander GmbH & Co., Etzelstraße 1,  
74321 Bietighelm-Bissingen

Vertreter: Patentanwalt Dipl.-Ing. Hans Schlering,  
Westerwaldweg 4, 71032 Böblingen

Die Erfindung betrifft eine aufgeladene Brennkraftmaschine, bei der ladeluftseitig ein von einem gesonderten Motor angetriebenes Vorgebläse einem von einer Abgasturbine angetriebenen Ladegebläse in Serie vorgeschaltet ist und nach dem Stromabwärts letzten Ladegebläse ein Ladeluftdruckmesser zur Beeinflussung der Ladeluftmenge vorgesehen ist.

10 Mit der Aufladung einer Brennkraftmaschine wird vorrangig eine Leistungssteigerung bezweckt. Aus einem sonst schwachen Verbrennungsmotor läßt sich mit Hilfe der Aufladung die Leistung eines erheblich größeren Verbrennungsmotors herausholen. Bei einer vorgegebenen Nennleistung kann der Motor beispielsweise zur Senkung des Eigengewichts eines von ihm angetriebenen Kraftfahrzeugs beträchtlich verkleinert werden. Abgasturbolader mit vom Druck der Abgase des Verbrennungsmotors angetriebener Turbine und mit von

00000000

.....

der Turbine angetriebenen Ladegebläse haben den prinzipiellen Nachteil der unzureichenden Aufladung im Vollast-Niedrigdrehzahl-Bereich des Verbrennungsmotors infolge einer unzureichenden Abgasmenge mit zu geringem Druck, was den Verbrennungsmotor träge und im unteren Drehzahlbereich schwach macht. Mechanische Verdängerlader, die vom Verbrennungsmotor selbst oder von einem gesonderten Motor angetrieben sein können, fördern leicht die für den Leerlauf des Verbrennungsmotors benötigte Luft, können aber im Hochlast-Hochdrehzahl-Bereich des Verbrennungsmotors nicht mit einem Abgassturbolader konkurrieren. Aus diesen Gründen ist es üblich, an einer Brennkraftmaschine die jeweiligen Vorteile eines Abgassturboladers und eines mechanischen Verdängerladers durch eine Serienschaltung der beiden Lader zu kombinieren.

Durch das Dokument DP 23 50 784 02 ist bereits eine aufgeladene Brennkraftmaschine der eingangs angeführten Gattung bekannt. Um mit vertretbarem Aufwand und geringem Platzbedarf unter weitestgehender Ausschaltung von Energieverlusten in dem vom Vorgebläse erzeugten Luftstrom eine ungestörte Zuströmung des von außen kommenden Luftstroms zu erreichen und eine strömungstechnisch günstige Vermischung der beiden Luftströme sicherzustellen, ist bei der bekannten Brennkraftmaschine das Vorgebläse mitteilt eines geraden Rohrschiebers an das Ladegebläse anschließbar, der zur Freigabe eines Ringspalts zwischen sich und einer ringförmigen Wand des Luftlaufs des Ladegebläses axial verschiebbar ist. Die Serienvorschal tung des Vorgebläses wird lediglich im unteren Leistungsbereich des Hauptmotors voll praktiziert. Der als Fremdantrieb des Vorgebläses vorgesehene Drehstrommotor mit konstant hoher Drehzahl wird im oberen Leistungsbereich des Hauptmotors ausgeschaltet. Da das Vorgebläse auf eine

.....

0018217

- 4 -

- hohe Fördergeschwindigkeit unter äußerst geringer Verdichtung ausgelegt ist, eignet es sich nicht für einen niedrig verdrichtenden Dieselmotor, der insbesondere beim Anlauf einen wesentlich höheren Ladedruck erfordert. Zwar verbessert die Aufladung das Drehmomentverhalten der Brennkraftmaschine insbesondere auch bei niedrigen Drehzahlen, von einem Dampfmaschinen-Charakter nahe der Drehzahl Null ist man jedoch noch weit entfernt. Mit der leichten und platzsparenden Bauweise des Vorgebläses ist keineswegs eine wesentliche Verkleinerung der Gesamten Brennkraftmaschine verbunden. Wenn auch bei der bekannten Brennkraftmaschine nach dem stromabwärts letzten Ladegebläse ein Ladeluftdruckmesser zur Beeinflussung der Ladeluftmenge vorgesehen ist, so ist damit noch nicht garantiert, daß stets ein hinreichend Drehmoment, Brennstoffverbrauch und Schadstoffausstoß optimaler Ladeluftdruck ansteht. Darüber hinaus bietet die bekannte Brennkraftmaschine keine so weitreichende Anpassung der Drehmomentcharakteristik an die Zugkrafthypperbel, daß beim Antrieb eines Kraftfahrzeuges die Zahl der Wechselgetriebebestufen stark reduziert werden könnte.
- Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine in der Drehmomentcharakteristik an die Zugkrafthypperbel angepasste Brennkraftmaschine mit einem bereits nahe der Drehzahl Null erheblich gesteigerten Drehmoment und mit einer im Verhältnis zur Maschinengröße hohen Leistung bei gleichzeitig sparsamem Brennstoffverbrauch zu schaffen, mit der beim Antrieb eines Kraftfahrzeuges die hohe Zahl der Wechselgetriebebestufen stark reduziert werden kann.
- Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß an einer Brennkraftmaschine der eingangs angeführten Art dergestalt gelöst, daß als Resonderter Motor für das Vorgebläse und als

- 3 -

001017

- 5 -

- Hauptmotor je ein Hubkolben-Dieselmotor mit niedriger Verdichtung bei stark ungleicher Leistungsdimensionierung von Hauptmotor und kleinerem Vorgebläsmotor verwendet ist, das Vorgebläse als volumetrischer Verdängerlader für den hohen Anlauf-Ladeluftdruck ausgebildet ist und zusätzlich zu seinem Motor einen elektrischen Startermotor aufweist, zwischen dem Luftausgang des Verdängerladers und dem Ladeluftteufel des Hauptmotors ein Sperrschieber zur anfänglichen Alleinladung des Verdängerladermotors vorgesehen ist, der Hauptmotor für seine jeweiligen ersten Umdrehungen vom Verdängerladermotor über ein Ritzel antreibbar ist und der Ladeluftdruckmesser zusammen mit einem nahebei angeordneten Ladelufttemperaturmesser und einem Brennräumwandtemperaturmesser zur Regelung des Gegenüber dem hohen Anlauf-Ladeluftdruck temperaturabhängig niedrigeren Betriebs-Ladeluftdrucks des Hauptmotors durch einen dem Verdängerladermotor und dem Hauptmotor gemeinsamen Leistungsregler eingesetzt ist.
- 20 Mit dem Einsatz eines mechanisch unabhängig laufenden Verdängerladermotors kommt es zu einer differenzierenden Berücksichtigung der unterschiedlichen Motorbelastungsfälle, des Kalt- oder Warmzustandes der beiden Dieselmotoren und der großen Variationsbreite der Temperatur der angesaugten Umgebungsluft. Mit dem Erfassen der Brennräumwandtemperatur erhält diese Berücksichtigung die erforderliche Genauigkeit. Die Einführung des mechanisch unabhängigen laufenden Verdängerladermotors führt außerdem zu einer äußerst starken Verringerung der geometrischen mechanischen Verdichtung beider Dieselmotoren, was sich in einer entsprechenden Steigerung des Leistungspotentials niederschlägt.
- 30 Während bei einem nicht aufladbaren gewöhnlichen Hubkol-

- 4 -

8218217U11

- 6 -

- Die Vergrößerung des Totraumanteils auf zwanzig Prozent hat außerdem den entscheidenden Vorteil, daß ein mehr als viermal größerer Restgasanteil mit wesentlich höherer Temperatur und wesentlich höherem Druck, verursacht durch die entsprechend der niedrigeren Verdichtung auch geringeren Expansion, für die Erhitzung der Arbeitsluft zur Verfügung steht, was zur entscheidenden Absenkung der Stickoxydemission führt und zugleich den Zündverzögerungsträchtlich verringert und zusätzlich noch die Zündwilligkeit erhöht. Damit werden insbesondere beim noch kalten Dieselmotor und extrem niedrigen Außentemperaturen die Rauchwerte verbessert, da mit dem separaten Antrieb durch
- 5 von beispielsweise nur 5:1 ein Totraum von zwanzig Prozent zur Aufladung auf ein vierfaches Ladungsgewicht eröffnet. Dem entspricht eine Vervielfachung des Drehmomentes, das sich jedoch auf eine vierfache Länge des Drehwinkels des Arbeitshubes verteilt. Die Verbrennung wird durch die extrem niedrige geometrisch-mechanische Verdichtung, entsprechend einer gleichen geometrisch-mechanischen Expansion, auf ca. 120 Winkelgrade der Arbeitshubbewegung des Hubkolbens verteilt, wogegen der Arbeitshub sonst praktisch nach 30 Winkelgraden Drehbewegung der Kurbel beendet ist. Da kaum ein Wechselgetriebe eine größere Unterbrechungsspanne als 1:10 erzeugt, die mit ca. zwölf Gängen bewältigt wird, genügt eine Vervielfachung des Drehmomentes zur Reduktion der Zahl der Wechselgetriebebestufen auf ein Viertel, d.h. es werden nur noch drei Getriebebestufen benötigt.
- 10 ben-Dieselmotor mit einer geometrisch-mechanischen Verdichtung von beispielsweise 20:1 fünf Prozent als Totraum verbleiben ergibt sich für die erfindungsgemäßen Hubkolben-Dieselmotoren mit der niedrigen Verdichtung
- 15 Kurbel beendet ist. Da kaum ein Wechselgetriebe eine größere Unterbrechungsspanne als 1:10 erzeugt, die mit ca. zwölf Gängen bewältigt wird, genügt eine Vervielfachung des Drehmomentes zur Reduktion der Zahl der Wechselgetriebebestufen auf ein Viertel, d.h. es werden nur noch drei Getriebebestufen benötigt.
- 20 Die Vergrößerung des Totraumanteils auf zwanzig Prozent hat außerdem den entscheidenden Vorteil, daß ein mehr als viermal größerer Restgasanteil mit wesentlich höherer Temperatur und wesentlich höherem Druck, verursacht durch die entsprechend der niedrigeren Verdichtung auch geringeren Expansion, für die Erhitzung der Arbeitsluft zur Verfügung steht, was zur entscheidenden Absenkung der Stickoxydemission führt und zugleich den Zündverzögerungsträchtlich verringert und zusätzlich noch die Zündwilligkeit erhöht. Damit werden insbesondere beim noch kalten Dieselmotor und extrem niedrigen Außentemperaturen die Rauchwerte verbessert, da mit dem separaten Antrieb durch
- 25
- 30

- 5 -

8218217U11

den vorgeschalteten kleineren Dieselmotor des Verdängers endlich der Ladedruck unabhängig von der Drehzahl des Hauptmotors geregelt werden kann. Geht man die einzelnen beliebig kleinen Stufen vom Anlassen bei kalter Maschine bis zur Vollast bei heißer Maschine durch, ergeben sich folgende Verhältnisse in vier Gruppen:

1. Anlassen bei sehr kalter Maschine und sehr kalten Umgebungstemperaturen: Der Ladedruck kann auf 10 bis 14 bar kurzzeitig je nach Festigkeitsverhältnissen des Verdängers hochgefahren werden, um eine effektive Kompressionsendtemperatur von 700 bis 800 °C zu bekommen, was einen fast rauchfreien Betriebspunkt garantiert. Außerdem kann der Start und der Leerlauf des Verdängermotors mit einer Ladeluftheizung unterstützt werden, die im Fahrbetrieb entweder abgeschaltet oder über ein Umschaltventil in Bereitschaft für den Leerlauf gehalten wird.

2. Leerlauf: Je nach Umgebungslufttemperatur kann der Ladedruck, wenn der Motor bereits warm ist, auf 6 bis 10 bar gesenkt werden. Die Höhe des zu fahrenden Ladedrucks ist hier insbesondere auch abhängig von den Komfortansprüchen der entsprechenden Fahrzeugklasse, da das Nadeln mit steigendem Ladedruck durch den geringeren werdenden Zündverzögerung bei steigender Kompressionsendtemperatur nachläßt.

3. Teilast: Hier kann bereits ein Abgaswärmtauscher mit Erfolg eingesetzt werden, um die Ladeluft vorweg zu erwärmen, was den notwendigen Ladedruck für eine zur Selbstzündung noch ausreichende Kompressionsendtemperatur auf ca. 5 bis 6 bar ermäßigt.

4. Vollast: Je nach Temperaturentwicklung im Hauptmotor

benötigt man hier nur noch zwischen 2 bis 3 bar Ladedruck, um die mindestens notwendige Kompressionsendtemperatur von  $450^{\circ}\text{C}$  bei heißer Maschine zu erreichen.

- 5 Beim Anlassen des kleineren der beiden im Landaem betriebenen Hubkolben-Dieselmotoren wird der Verdängerlader zusammen mit dem kleineren der beiden Hubkolben-Dieselmotoren durch den elektrischen Startermotor solange angetrieben, bis in ihm für die Selbstzündung ausreichendes Temperaturniveau von etwa  $600$  bis  $700^{\circ}\text{C}$  zustande gekommen ist. Beim anschließenden Anfahren des Hauptmotors wird das für den Dieselprozess mindestens notwendige Ladedruckniveau von ca. 12 bar bei 5:1 Verdichtung der Hubkolben durch den Antrieb des Verdängerladers vom kleineren Hubkolben-Dieselmotor garantiert, was dann das volle Drehmoment des Hauptmotors praktisch aus dem Stand heraus ermöglicht. Im normalen Fahrbetrieb schließlich kann der Abgasurbo-lader bei etwa 50 % der Nenndrehzahl des Hauptmotors beginnend, im Falle von Stationärbetrieb selbst Ladedruck liefern. Mit modernen Abgasurbo-ladern lassen sich der Normaldruck oder der bereits erhöhte Druck einstufig vervielfachen und zweistufig verachtfachen. Durch die geometrisch-mechanische Verdichtung von beispielsweise nur ca. 5:1 in den Hubkolben-Dieselmotoren ergibt sich dann folgende Zünddruckentwicklung: 1. bei einem Ladedruck von 3 bar ein Zünddruck von ca. 100 bar, 2. bei einem Ladedruck von 4,5 bar ein Zünddruck von ca. 120 bar und 3. bei einem Ladedruck von 7 bar ein Zünddruck von ca. 150 bar. Eine weitere Steigerung des Zünddrucks verbietet sich aus Festigkeits- und Reibungsgründen.
- 25 Der als Strömungslader einzustufende Abgasurbo-lader verbindet eine sehr hohe Leistungsdichte mit einem sehr kleinen
- 30



SECRET

- 9 -

- 25 Die Zeichnung zeigt eine aufgeladene Brennkraftmaschine mit einem sechs Hubkolben umfassenden Hauptmotor 10 und einem zwei Hubkolben umfassenden Verdängermotor 11. An jedem dieser Hubkolben ist die Ladeinlassseite durch eine helle Pfeilspitze und die Abgasseite durch eine dunkle Pfeilspitze kenntlich gemacht. Der Hauptmotor 10 und der Verdängermotor 11 stimmen in ihrer Geometrisch-mechanischen Verdichtung überein, wodurch die Einrichtungen zur Ladeinlassregelung nur einmal vorhanden sein müssen. Beiden Hubkolben-Dieselmotoren 10 und 11
- 30 Ein aufgrund der in den Unteransprüchen angegebenen Erfindungsausgestaltungen bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der überwiegend schematischen Zeichnung dargestellt und wird im folgenden näher beschrieben.
- 20 Die Zeichnung zeigt eine aufgeladene Brennkraftmaschine mit einem sechs Hubkolben umfassenden Hauptmotor 10 und einem zwei Hubkolben umfassenden Verdängermotor 11. An jedem dieser Hubkolben ist die Ladeinlassseite durch eine helle Pfeilspitze und die Abgasseite durch eine dunkle Pfeilspitze kenntlich gemacht. Der Hauptmotor 10 und der Verdängermotor 11 stimmen in ihrer Geometrisch-mechanischen Verdichtung überein, wodurch die Einrichtungen zur Ladeinlassregelung nur einmal vorhanden sein müssen. Beiden Hubkolben-Dieselmotoren 10 und 11
- 15 würde den Gewichtsvorteil des durch 75 % geringere Stufenzahl gleichmäßig erleichterten Wechselgetriebes zu nicht machen.
- 10 Start des größeren Hubkolben-Dieselmotors mit ca. 12 bar Ladedruck aus dem Stand heraus genauso bewerkstelligen wie die Ergänzung der Förderhöhe zu 3, 6 oder 9 bar. Ohne Strömungslader wäre keine extreme Verkleinerung der Antriebsmaschine des Verdängerladers möglich. Eine große Antriebsmaschine für einen großen mechanischen Lader aber würde den Gewichtsvorteil des durch 75 % geringere Stufenzahl gleichmäßig erleichterten Wechselgetriebes zu nicht machen.
- 5 chatische Verdängerlader sogar die bei der erfindungsstark abnehmendem Volumen. Demgegenüber erbringt der mechanische Lösung geforderten höchsten Drücke bei geringsten Fördermengen. Deshalb kann der mechanisch vom kleineren Hubkolben-Dieselmotor angetriebene Verdängerlader den Start des größeren Hubkolben-Dieselmotors mit ca. 12 bar Ladedruck aus dem Stand heraus genauso bewerkstelligen wie die Ergänzung der Förderhöhe zu 3, 6 oder 9 bar. Ohne Strömungslader wäre keine extreme Verkleinerung der Antriebsmaschine des Verdängerladers möglich. Eine große Antriebsmaschine für einen großen mechanischen Lader aber würde den Gewichtsvorteil des durch 75 % geringere Stufenzahl gleichmäßig erleichterten Wechselgetriebes zu nicht machen.

- 8 -

steht gleichzeitig derselbe Ladeluftdruck zur Verfügung. Dadurch, daß der Hauptmotor 10 für eine geometrisch-mechanische Verdichtung von etwa 5:1 bis 7:1 eingerichtet ist, ist die Ausdehnung der Arbeitsbewegung seiner Hubkolben und damit die Reduktion der Zahl der benötigten Wechselliebestufen besonders augenfällig. Der Gewichtsvorteil des durch die geringere Stufenzahl gewichtsmäßig erleichterten Wechselliebestriebes bleibt größtenteils erhalten, da zwischen dem Hauptmotor 10 und dem kleineren Verdängermotor 11 in der Leistungsdimensionierung ein Verhältnis von etwa 6:1 bis 8:1 besteht. Zur zusätzlichen Erhöhung der Spitzenleistung der aufgeladenen Brennkraftmaschine ist der Verdängermotor 11 bei seiner Entlastung durch die Abgasturbine 12 im Vollast-Hochdrehzahlbereich des Hauptmotors 10 über eine Getriebebeschaltstufe 13 der Kurbelwelle 14 des Hauptmotors 10 zuschaltbar. Ansonsten bliebe das betreffende Drehmoment des Verdängermotors 11 ungenutzt.

Um eine Vorweganhebung der Ladelufttemperatur zu erhalten und dementsprechend weniger Ladedruck und weniger Kompression zu benötigen, ist ein primärseitig in den Abgasstrang 15 des Hauptmotors 10 nach der Abgasturbine 12 und sekundärseitig in den Ladeluft-Leitungsstrang 16 des Hauptmotors 10 vor dem Verdängermotor 17 einfügter Wärmetauscher 18 vorgesehen. Dieser Wärmetauscher 18 ist jedoch nur im Teillast- und Vollastbereich der Brennkraftmaschine wirksam. Zur beträchtlichen Verkleinerung des Verdängermotors 11 ist dem gesonderten Ladeluftsammler 19 des Verdängermotors 11 ein Hilfsbrenner 20 zum anfänglichen Vorwärmen der Ladeluft des Verdängermotors 11 zugeordnet. Bei einer geometrisch-mechanischen Verdichtung von 5:1 ist im Falle einer Umgebungslufttemperatur von ca. - 30 °C und einer

821821701

entsprechend kalten Maschine durch ein anfängliches Aufwärmen der Ladeluft um ca. 200 °C nur noch ein Ladeluftdruck von 6 bar statt einem Ladeluftdruck von 15 bar notwendig. Eine weitere Möglichkeit zur Verkleinerung des Verdängerladermotors 11 eröffnet der Umstand, daß beim Gesonderten Ladeluftsammler 21 des Hauptmotors 10 über ein Schaltventil 22 Abgas des Verdängerladermotors 11 zum anfänglichen Vorwärmen der Ladeluft des Hauptmotors 10 zuflührbar ist. Das Schaltventil 22 ist als ein vom Leistungsregler 23 steuerbares Dreiwegventil ausgebildet, das den Abgassammler 24 des Verdängerladermotors 11 wechselweise mit dem Ladeluftsammler 21 des Hauptmotors 10 oder mit der bereits vom Abgassammler 25 des Hauptmotors 10 mit Abgas beaufschlagten Abgasturbine 12 verbindet.

In dem dem Verdängerladermotor 11 und dem Hauptmotor 10 gemeinsamen Leistungsregler 23 sind die Signalleitungen des Ladeluftdruckmessers 26, des Ladelufttemperaturmessers 27 und des Brennuwandtemperaturmessers 28 des Hauptmotors 10 mit Signalleitungen eines Ladeluftdruckmessers 29, eines Ladelufttemperaturmessers 30 und eines Brennuwandtemperaturmessers 31 des Verdängerladermotors 11 zusammengeführt. Die drei zuletzt genannten Sensoren bewirken zusammengekommen die Einregelung eines bei gleichbleibender Ladelufttemperatur konstanten Ladeluftdrucks und bei steigender Ladelufttemperatur und steigender Brennuwandtemperatur entsprechend reduzierten Ladeluftdrucks. Eine Abhängigkeit vom Fahrpedal des als Fahrmotor dienenden Hauptmotors 10 besteht jedoch nicht. Die anderen drei Sensoren bewirken relativ zur Fahrpedalstellung des Fahrzeugs die Kraftstoffmengenerregung am Hauptmotor 10 in Abhängigkeit der verschiedenen Betriebstemperaturen über abgespeicherte Betriebsparameter.

ter. Nach alledem besitzt der Leistungsregler 23 je einen Signaleingang 32 für die beiden Ladeluftdruckmesser 26 und 29, die beiden Ladelufttemperaturmesser 27 und 30 und die beiden Brennräumwandtemperaturmesser 28 und 31 und je einen Signalausgang 33 für den Hilfsbrenner 20, den Sperrschieber 34, das Schaltventil 22, das Ritzel 35 und die Getriebeschaltstufe 13. Mit dem zusätzlichen Signaleingang 32 wird in der überwiegend schematischen Zeichnung eine Ausbaumöglichkeit angedeutet.

Bei der Inbetriebnahme der Brennkraftmaschine wird der Verdängeriader 17 zunächst vom elektrischen Startermotor 36 über eine Starterkupplung 37 solange angetrieben, bis in dem mit dem Verdängeriader 17 über eine Kupplung 38 verbundenen kleineren Hubkolben-Dieselmotor 11 ein für dessen Selbstzündung ausreichendes Temperatur- und Druckniveau erreicht ist. In dieser Anfangsphase wird die über einen Ansaugfilter 39 der Umgebung entnommene und vom Verdängeriader 17 verdichtete Luft über den in diesem Moment nicht arbeitenden Turbolader 40 allein dem Verdängeriadermotor 11 zugeleitet, indem der Sperrschieber 34 den Weg zum Hauptmotor 10 blockiert. Umgekehrt wird der Sperrschieber 34 ganz geöffnet und der Normalpfad der Ladeluft freigegeben, wenn der Sperrschieber 34 mit dem Erreichen einer vorgebenen Temperatur im Verdängeriadermotor 11 ein diebezügliches Schaltsignal erhält. Dann strömt bereits Abgas über die Abgasurbine 12 zum Auspufftopf 41.

1. Aufgeladene Brennkraftmaschine, bei der ladungsseitig ein von einem gesonderten Motor angetriebenes Vorgebläse in Serie vorgeschaltet ist und nach dem Stromabwärts letzten Ladegebläse ein Ladeluftdruckmesser zur Beeinflussung der Ladeluftmenge vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß als gesondertes Motor (11) für das Vorgebläse und als Hauptmotor (10) je ein Hubkolben-Dieselmotor mit niedriger Verdichtung bei stark ungleicher Leistungsdimensionierung von Hauptmotor und kleinerem Vorgebläse verwendet ist, das Vorgebläse als volumetrischer Verdängerlader (17) für den hohen Anlauf-Ladeluftdruck ausgebildet ist und zusätzlich zu seinem Motor (11) einen elektrischen Startermotor (36) aufweist, zwischen dem Luftausgang des Verdängerladers (17) und dem Ladelufteinlaß des Hauptmotors (10) ein Sperrschieber (34) zur anfänglichen Alleinladung des Verdängerladers (11) vorgesehen ist, der Hauptmotor (10) für seine jeweils ersten Umdrehungen vom Verdängerladermotor (11) über ein Ritzel (35) antreibbar ist und der Ladeluftdruckmesser (26) zusammen mit einem nahebei angeordneten Ladelufttemperaturmesser (27) und einem Brennwandtemperaturmesser (28) zur Regelung des Gegenüber dem hohen Anlauf-Ladeluftdruck temperaturnabhängig niedrigeren Betriebs-Ladeluftdrucks des Hauptmotors (10) durch einen dem Verdängerladermotor (11) und dem Hauptmotor (10) gemeinsamen Leistungsregler (23) eingesetzt ist.

801917

- 3 -

6. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß dem gesonderten Ladeluft-sammler (19) des Verdängeralermotors (11) ein Hilfs-brenner (20) zum anfänglichen Vorwärmen der Ladeluft des Verdängeralermotors (11) zugeordnet ist. 30
5. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß ein primärseitig in den Abgas-Leitungsstrang (15) des Hauptmotors (10) nach der Abgasturbine (12) und sekundärseitig in den Lade-luft-Leitungsstrang (16) des Hauptmotors (10) vor dem Verdängeraler (17) eingefügter Wärmetauscher (18) vorgesehen ist. 25
4. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdängeralermotor (11) bei seiner Entlastung durch die Abgasturbine (12) im Vollast-Hochdrehzahlbereich des Hauptmotors (10) über eine Getriebeeschaltstufe (13) der Kurbelwelle (14) des Hauptmotors (10) zuschaltbar ist. 15
3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Hauptmotor (10) und dem kleineren Verdängeralermotor (11) in der Lei-stungsdimensionierung ein Verhältnis von etwa 6:1 bis 8:1 besteht. 10
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekenn-zeichnet, daß der als Hubkolben-Dieselmotor ausgebil-dete Hauptmotor (10) für eine geometrisch-mechanische Verdichtung von etwa 5:1 bis 7:1 eingerichtet ist. 5

- 2 -

0018217U1.L

7. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß dem gesonderten Ladeluft-sammler (21) des Hauptmotors (10) über ein Schaltventil (22) Abgas des Verdängermotors (11) zum an-fänglichen Vorwärmen der Ladeluft des Hauptmotors (10) zuführbar ist.
8. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß in dem dem Verdängermotor (11) und dem Hauptmotor (10) gemeinsamen Leistungsgregler (23) die Signalleitungen des Ladeluft-druckmessers (26), des Ladelufttemperaturmessers (27) und des Brennräumwandtemperaturmessers (28) des Hauptmotors (10) mit Signalleitungen eines Ladeluftdruckmessers (29), eines Ladelufttemperaturmessers (30) und eines Brennräumwandtemperaturmessers (31) des Verdängermotors (11) zusammengeführt sind.

0018217U1.L

